

Fr. 6.1
320

TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 320

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

СБОРНИК СТАТЕЙ

VI

ТАЛЛИН 1972

Ср. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 320

1972

УДК 621.432
621.436

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

СБОРНИК СТАТЕЙ

VI



Таллин 1972

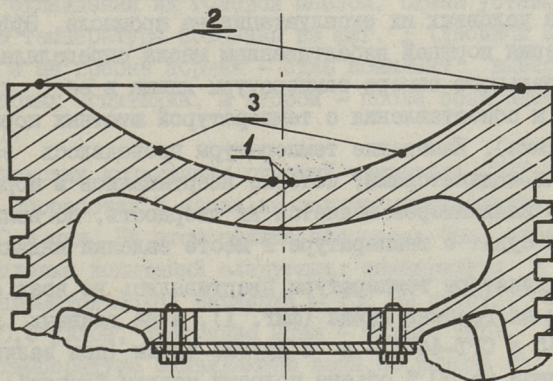


УДК 621.436-242-71

П. Х. Мурель, Г. Л. Соскинд

ВЛИЯНИЕ КОЛИЧЕСТВА И МАРКИ МАСЛА НА ТЕМПЕРАТУРУ
ДНИЩА ПОРШНЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА NVD 48 ПРИ ЕГО
ЗАМКНУТОМ ОХЛАЖДЕНИИ ВЗБАЛТЫВАНИЕМ МАСЛА

Многочисленные случаи растрескивания, вследствие термической перегрузки, днищ чугунных неохлаждаемых поршней двигателей типа NVD 48 (ЧР32/48) привели к необходимости разработки мероприятий, направленных на устранение этого явления. Наиболее простым средством снижения теплонапряженности поршней до безопасного уровня, не требующим изменения их конструкции или материала, является применение замкнутого масляного охлаждения. Для этого используется имеющаяся поддвигцевая полость, которая полностью или частично заполняется маслом (фиг. 1).



Фиг. 1.
Головка поршня двигателя типа ЧР32/48 с
местами заделки индикаторов температуры

В первом случае используется эффект так называемого конвекционного (конвективного) охлаждения днища, полностью устраняющего возникновение трещин при имеющих на практике место перегрузках цилиндропоршневой группы [1]. Однако вследствие некоторой сложности технологии полного заполнения маслом головки поршня, связанной с расширением масла и, в результате этого, опасным повышением давления в полости [2], целесообразно применять ее частичное заполнение. При этом имеет место качественно новый способ охлаждения днища — взбалтыванием (встряхиванием) масла, что широко применяется также и на высокофорсированных дизелях [3].

Выполненные нами исследования на рыболовных траулерах ТБТФ (Таллинской базы тралового флота) с главными двигателями типа ЧР32/48 показали эффективность этого способа устранения растрескивания днищ поршней.

В настоящей статье рассматривается влияние количества и марки применяемого масла на снижение температуры поршней, указанных выше двигателей при их замкнутом (без циркуляции или протока) охлаждении взбалтыванием масла. Материалы, связанные с выбором марки масла и исследованием их пригодности для замкнутого охлаждения взбалтыванием, приведены в другой статье [2].

Исследования проводились на главных двигателях рыболовных траулерах ТБТФ как на заводских ходовых испытаниях, так и в условиях их эксплуатации на промысле. Эффективность охлаждения поршней взбалтыванием масла определялась путем сравнительного замера температуры днища в ее характерных точках и сопоставления с температурой штатных поршней (без охлаждения). Измерение температуры проводилось закаленными штифтами-индикаторами, которые ввертывались в поршень. При нагреве индикаторов меняется их твердость, по величине которой и судят о температуре в месте заделки индикатора. I)

Индикаторы температуры ввертывались во всех случаях в центр и на гребень днища (фиг. I), а на главных двигателях СРТ-4545 и СРТ-4452 — и в другие точки (при заливке головки поршней на 50 % объема полости маслом "Вапор").

I) Г.Л. Соскинд. Авт. свидет. № 250504.

Натурным испытаниям подверглись две марки масла - цилиндрическое "Вапор" (ГОСТ 6411-52) и авиационное МС-20 (ГОСТ 1013-49). На главном двигателе СРТР-9027 (8ЧР32/48) измерение температуры головок поршней производилось как во время ходовых испытаний, так и в эксплуатационных условиях на промысле. Поршни этого двигателя были заполнены следующим образом - согласно таблице I.

Т а б л и ц а I

Количество и марка масла в полости поршня двигателя
8ЧР32/48 СРТР-9027

Поршень цилиндра №	Количество масла в % от объема полости поршня	Марка масла
1	75	авиамасло МС-20
4	50	то же
5	25	то же
2	25	масло "Вапор"
6	50	то же
7	75	то же

Остальные поршни - цилиндров № 3 и 8 - были установлены без охлаждения их головок маслом. Схема установки индикаторов температуры показана на фиг. I (двойной комплект в центре и на гребне поршня - один комплект вывертывался после ходовых испытаний, а второй - после возвращения из промысла).

На ходовых испытаниях главный двигатель СРТР-9027 непрерывно проработал 5 часов на режиме максимальных оборотов - 280 в мин. На этом режиме двигатель был отрегулирован, и условия испытаний следующие: температура в М.О. - 17 °С, барометрическое давление - 752 мм рт.ст., скорость хода - 10,5 узлов, состояние моря - мелкая зыбь, ветер - слабый, температура охлаждающей воды на выходе из крышек цилиндров двигателя - 71 - 74 °С. Некоторые параметры работы двигателя представлены в таблице 2.

Для иллюстрации в таблице 3 представлены результаты измерений по трем цилиндрам.

Таблица 2

Наибольшее давление сгорания и температура
выхлопных газов двигателя 8ЧР32/48 СРТР-9027
на ходовых испытаниях

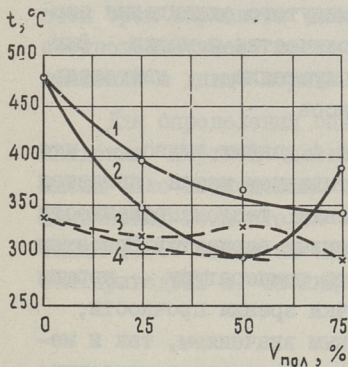
№ цил.	1	2	3	4	5	6	7	8
Давление сгорания P_2 , кг/см ²	53,2	52,6	51,8	53,0	52,6	52,0	52,5	51,7
Температура газов t_2 , °С	360	355	360	355	355	355	360	360

Таблица 3

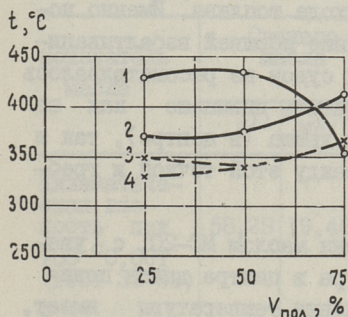
Результаты измерений по некоторым поршням
двигателя 8ЧР32/48 СРТР-9027 на ходовых
испытаниях (см. табл. I)

Поршень цилиндра №	Место замера температуры	№ индикатора температуры	Микротвердость индикатора, НV после испытаний	Температура головки поршня, °С	Радиальный перепад температур, °С
1	центр	II	572	340	50
	гребень	2	626	290	
2	центр	15	543	347	37
	гребень	13	594	310	
3	центр	26	562	330	140
	гребень	25	374	475	

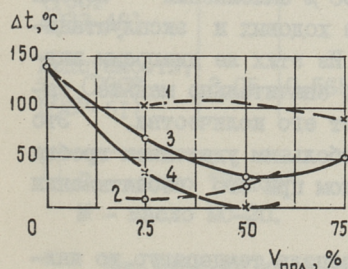
При рассмотрении таблицы 3 становится ясной и принятая методика обработки результатов измерений температуры поршня. Радиальный перепад определяется как разность температур в центре днища и на его гребне.



Фиг. 2.
Влияние марки масла и его количества на температуру днища поршня двигателя 8ЧР32/48 СРТР-9027 (ходовые испытания)
1 - температура в центре днища (масло МС-20)
2 - температура в центре днища ("Вапор")
3 - " " на гребне днища (МС-20)
4 - " " " " " ("Вапор")



Фиг. 3.
Влияние марки масла и его количества на температуру днища поршня двигателя 8ЧР32/48 СРТР-9027 (эксплуатационные испытания, 2066 часов)
1 - температура в центре днища (масло МС-20)
2 - температура в центре днища ("Вапор")
3 - " " на гребне днища ("Вапор")
4 - " " " " " (МС-20)



Фиг. 4.
Зависимость радиального перепада температур в днище поршня главного двигателя СРТР-9027 от марки масла и его количества
1 - масло МС-20 - эксплуатационные испытания
2 - масло "Вапор" - эксплуатационные испытания
3 - масло "Вапор" - ходовые испытания
4 - " МС-20 - " " "

На основании замеров температуры в одинаковых точках поршня двигателя 8ЧР32/48 была установлена следующая картина зависимости эффективности замкнутого охлаждения поршней взбалтыванием масла от его количества и марки — фиг. 2, 3, 4. При этом в условиях эксплуатации двигатель СРТР-9027 проработал всего 2066 часов.

Из приведенных на фиг. 2, 3 и 4 данных видно, что замкнутое охлаждение поршня взбалтыванием масла является весьма эффективным средством снижения теплонапряженности головки поршней для всех рассмотренных вариантов. При этом необходимо подчеркнуть, что снижать температуру поршня следует лишь до безопасного, с точки зрения прочности, уровня, определяемого как абсолютным значением, так и местным перепадом температур. Излишне же низкая температура днища обуславливает не только увеличение потерь тепла, но и ухудшение протекания рабочего процесса, что неизбежно отрицательно сказывается и на расходе топлива. Именно исходя из этих соображений, охлаждение поршней взбалтыванием воды на двигателях промышленных судов не рассматривалось [2, 4]. Таким образом следует обратить внимание как на снижение максимальной температуры днища (в центре), так и радиального перепада температур между этой точкой и гребнем днища поршня.

При заполнении полости поршня маслом МС-20, с увеличением его количества температура в центре днища понижается (фиг. 2, 3). Наибольшее падение температуры имеет, таким образом, место при его заливке в количестве 75 % от объема подпоршневой полости. В случае же масла "Вапор" такое положение имеет место при 50 % заполнении объема полости, что видно из результатов ходовых и эксплуатационных исследований (фиг. 2 и 3). Из этих же диаграмм видно, что температура гребня поршня значительно меньше зависит как от марки масла, так и от его количества. Это может быть отчасти объяснено наибольшим удалением гребня от стенки полости, омываемой маслом при его взбалтывании (фиг. 1).

Что касается радиального перепада температур, то наименьшее значение, по данным исследований, имеет место в случае масла "Вапор" (фиг. 4) при заполнении объема по-

лости на 25 и 50 %. Для масла МС-20 этот перепад температур в несколько раз больше и составляет 90 – 100 °С для всех трех вариантов заполнения полости. Очевидно такое же соотношение имеет место при сопоставлении термических напряжений в днище поршня.

Для определения оптимального варианта замкнутого охлаждения поршней дизеля типа ЧР32/48 взбалтыванием масла было исследовано также изменение ряда его физико-химических показателей в процессе эксплуатационных испытаний (2066 часов на СРТР-9027). Результаты анализов масел приведены в таблице 4.

Т а б л и ц а 4

Результаты анализа масел после работы главного двигателя СРТР-9027 в течение 2066 часов

Показатель масла	Свежего масла		Отработанного масла при заполнении объема полости поршня на:					
			25 %		50 %		75 %	
	В ^{I)}	М ^{I)}	В	М	В	М	В	М
Кинематическая вязкость при 100 °С, сСт (ГОСТ 33-53)	58,29	19,46	-	24,61	59,58	24,98	58,94	-
Температура вспышки в открытом тигле, °С (ГОСТ 4333-48)	311	256	267	246	290	248	304	252
Коксуемость, % (ГОСТ 5987-51)	3,05	0,565	-	2,68	3,88	3,06	4,84	5,17

I) В - масло "Вапор"
М - масло МС-20.

Как следует из таблицы 4, рассматриваемые физико-химические показатели масла МС-20 после работы двигателя в течение 2066 часов заметно ухудшились, в особенности коксуе-

мость и вязкость. Эта тенденция возрастает с увеличением количества заливаемого в днище масла. Изменился также цвет масла, а на стенках полости при осмотре были обнаружены отложения продуктов окисления масла. В связи с этим масло МС-20 в дальнейших исследованиях не применялось.

Что касается масла "Ванор", то его показатели (табл. 4) изменились относительно мало, и с увеличением количества заливаемого в поршень масла несколько вырос процент коксуемости.

При осмотре вскрытых после рейса поршней с маслом "Ванор" не было выявлено каких-либо отложений продуктов окисления масла на омываемых им поверхностях. Однако пригодность масла марки "Ванор" для охлаждения поршней двигателей NVD 48 взбалтыванием его в замкнутом объеме может быть окончательно установлена после длительных эксплуатационных испытаний.

Л и т е р а т у р а

1. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскин д. Разработка и экспериментальное исследование конвективного охлаждения двигателей NVD 48. "Судостроение", № 7, 1966.

2. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскин д. Некоторые вопросы экспериментального исследования замкнутого охлаждения поршней взбалтыванием масла. Труды ТПИ, серия А, № 282, 1969.

3. Коллоквиум 1969 г. фирмы Mahle K. Gr. по поршням. Экспрессинформация: Поршневые и газотурбинные двигатели, № 26, 1969.

P.Murel, G.Soskind

The Influence of the Quantity and Make of Oil on
the Temperature of the Piston Bilge of the NVD 48-
type Engines at Its Closed Cooling by
Shaking Oil

Summary

The paper gives a few data of the researches made on the ships about the influence of the quantity and make of oil on the temperature of the piston of the NVD-48 type engines at its cooling by shaking in the closed scope. In the course of 2066 hours of functioning of the main engine CPTP-9027, the temperature of pistons had been measured in different parts of the bilge by fixing seasoned steel indicators. With the consideration of the alteration analysis of several physical-chemical indices of oil, high efficiency of the closed cooling of the pistons of these engines by shaking the oil "Vapor" has been established.

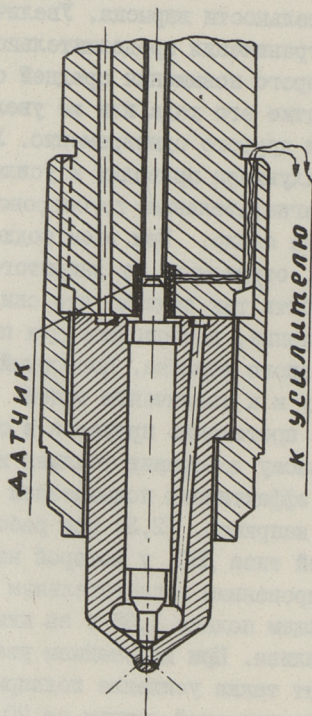
УДК 621.436.031

Г. Л. Соскинц, П. Х. Мурель, В. И. Никонов

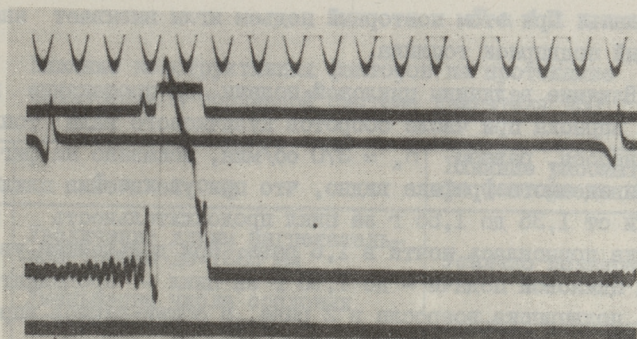
О ВЛИЯНИИ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ
НА ПОДВПРЫСК ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЕ ТИПА Д50

Одним из требований, предъявляемых к топливной аппаратуре при форсировании дизелей за счет наддува, является ограничение продолжительности впрыска. Увеличение цикловой подачи топлива при ограничении продолжительности топливоподачи требует некоторого повышения средней скорости плунжера на активном участке его хода, или же увеличения его диаметра, либо того и другого одновременно. Увеличение же скорости и диаметра плунжера приводит к усилению колебаний давления топлива в нагнетательном трубопроводе после посадки иглы форсунки на седло. При этом подходящие к форсунке волны давления, отраженные от закрытого нагнетательного клапана, могут быть так велики, что они создают в камере распылителя давление, достаточное для подъема иглы после окончания основного впрыска. Повторный подъем иглы приводит к подвпрыску и к увеличению общей продолжительности впрыска. Такое протекание процесса в свою очередь приводит к значительному догоранию топлива на линии расширения и к ухудшению эффективных показателей дизеля, что недопустимо [1]. Так, например, [2,3] при работе топливной аппаратуры двигателей типа Д50, у которой насосная секция снабжена немодернизированным нагнетательным клапаном, на режиме, соответствующем подаче 1,35 г за цикл, уже наблюдается подвпрыск топлива. При дальнейшем увеличении цикловой подачи происходит также усиление подвпрыска. Увеличение диаметра плунжера насосной секции от 20 до 22 мм сокращает продолжительность впрыска, но намного усиливает подвпрыск.

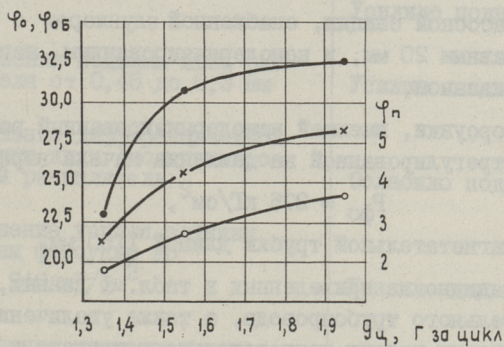
Ниже рассматриваются результаты экспериментальных исследований влияния некоторых конструктивных факторов топливной системы на протекание и устранение подвыпуска, которые были получены на экспериментальной установке, оборудованной комплектом топливной аппаратуры двигателя Д50. Изменение давления в нагнетательном трубопроводе у форсунки регистрировалось тензоиндикатором, а закон движения иглы распылителя устанавливался с помощью индукционного индикатора. В качестве регистрирующего устройства использовался осциллограф МПО-2. Индукционный датчик устанавливался в корпусе форсунки над корпусом распылителя. Схема установки индукционного датчика для записи закона движения иглы форсунки показана на фиг. 1. Уплотнение корпуса форсунки в местах вывода проводов индукционного датчика производилось эпоксидной смолой.



Фиг. 1. Схема установки индукционного датчика для записи закона движения иглы форсунки



Фиг. 2. Осциллограмма процесса впрыска топливной системой типа Д50 ($g_{ц} = 1,95$ г за цикл; $n_k = 370$ об/мин)



Фиг. 3. Влияние цикловой подачи топлива на изменение фаз впрыска топливной системой двигателя типа Д50 ($n_k = 370$ об/мин):
 —○— — φ_0 — продолжительность основного впрыска;
 —x— — φ_n — продолжительность подвпрыска;
 —●— — φ_{0n} — общая продолжительность впрыска

На фиг. 2 приведена снятая осциллограмма, которая иллюстрирует описанные выше явления, происходящие в форсунке при цикловой подаче, равной 1,95 г за цикл. Как видно из фиг. 2, амплитуда волны давления, подошедшей к форсунке после посадки иглы на седло, создает в камере распылителя давление, достаточное для того, чтобы игла форсунки снова

поднялась. При этом повторный подъем иглы вызывает значительный подвыприск топлива.

Влияние величины цикловой подачи на протекание процесса впрыска при числе оборотов кулачкового вала топливного насоса, равном $n_k = 370$ об/мин, показано на фиг. 3. Из приведенного графика видно, что при увеличении цикловой подачи от 1,35 до 1,55 г за цикл продолжительность подвыприска повысилась почти в 1,6 раза. При дальнейшем увеличении цикловой подачи - до 1,95 г за цикл - продолжительность подвыприска возросла в 2 раза, а общий период впрыска удлинился в 1,4 раза.

Результаты исследования влияния некоторых конструктивных факторов на протекание конечной фазы впрыска приведены в таблице I. Сравнение дается по отношению к работе комплекта топливной аппаратуры, состоящего из:

- насосной секции, снабженной плунжером с диаметром, равным 20 мм, и немодернизированным нагнетательным клапаном,
- форсунки, имеющей немодернизированный распылитель и отрегулированной на давление начала впрыска

$$P_{\text{фо}} = 275 \text{ кг/см}^2,$$

- нагнетательной трубки длиной 1150 мм.

Как видно из приведенных в табл. I данных, удлинение нагнетательного трубопровода, а также увеличение зазора по разгрузочному пояску нагнетательного клапана и его (пояска) полное удаление - усилили подвыприск. Это можно объяснить тем, что упомянутый поясок немодернизированного клапана насосной секции обеспечивает эффективную разгрузку нагнетательного трубопровода от остаточного давления лишь на малых подачах. При больших подачах остаточное давление в нагнетательном трубопроводе составляет порядка 150 кг/см^2 . Рассматриваемые факторы несколько повышают остаточное давление в нагнетательном трубопроводе и интенсивность волн давления, что усиливает подвыприск. Применение же модернизированного нагнетательного клапана, уменьшающего объем штуцера насосной секции и обеспечивающего достаточную разгрузку трубопровода от остаточного давления, резко ослабляет амплитуду волн давления топлива после посадки иглы

Т а б л и ц а I

Влияние конструктивных факторов на протекание подвыпрыска в топливной системе двигателя Д50

№ п.п.	Ф а к т о р	Влияние рассматриваемо- го фактора на подвыпрыск
I.	Увеличение длины нагнетательной трубки до 1680 мм	Усилило подвыпрыск
2.	Уменьшение числа сопловых отверстий от 9 до 8	Усилило подвыпрыск
3.	Увеличение диаметра сопловых отверстий от 0,35 до 0,4 мм	Ослабило подвыпрыск
4.	Увеличение диаметрального зазора между иглой форсунки и ее направляющей от 3 до 17 мк	Усилило подвыпрыск
5.	Уменьшение подъема иглы распылителя от 0,45 до 0,3 мм	Усилило подвыпрыск
6.	Уменьшение дифференциальной площадки иглы (модернизированный распылитель)	Ослабило подвыпрыск
7.	Уменьшение усилия затяжки пружины форсунки до $P_{\text{фо}} = 240 \text{ кг/см}^2$	Усилило подвыпрыск
8.	Увеличение диаметрального зазора по разгрузочному пояску нагнетательного клапана от 3 до 45 мк	Усилило подвыпрыск
9.	Удаление (шлифовкой) разгрузочного пояска нагнетательного клапана	Усилило подвыпрыск
10.	Установка модернизированного нагнетательного клапана	Устранила подвыпрыск
11.	Применение форсунки с гидромеханическим запирающим иглы	Устранило подвыпрыск

форсунки на седло и полностью устраняет подвыпрыск.

Уменьшение величины подъема иглы и суммарного сечения сопловых отверстий увеличило интенсивность волны давления после посадки иглы на седло и усилило подвыпрыск. Увеличение суммарного сечения расплывающихся отверстий и уменьшение дифференциальной площадки иглы позволяют повысить проходное сечение в коническом сопряжении при неизменном подъеме иглы и, наоборот, ослабляют интенсивность колебаний давления топлива после окончания основного впрыска. Это в свою очередь уменьшило и подвыпрыск топлива.

На возникновение подвыпрыска большое влияние оказывает усилие затяжки пружины форсунки. Уменьшение давления подъема иглы форсунки усиливает подвыпрыск. Повышение же давления начала впрыска, наоборот, ослабляет и может полностью устранить подвыпрыск топлива.

При увеличении диаметрального зазора между иглой форсунки и ее направляющей до $S_g = 17$ мк, при котором расплыватель потерял свою герметичность по цилиндрическому уплотнению, наблюдалось усиление подвыпрыска несмотря на то, что нагнетательный трубопровод практически полностью разгружался от остаточного давления. При этом величина амплитуды волны давления, подошедшей к форсунке после окончания основного впрыска была достаточной, чтобы вторично поднять иглу и совершить повторный впрыск топлива.

Выполненные нами исследования показали, что весьма радикальным средством полного устранения подвыпрыска при всех цикловых подачах является применение форсунки с гидромеханическим запираем иглы [4, 5]. Эта форсунка отличается от обычной закрытой форсунки (с пружинным запираем иглы) тем, что в ней отвод утечек топлива производится через специально установленный перепускной клапан. Гидрозапорная жидкость (дизельное топливо) подается в такой форсунке не посторонним источником, а просачивается из расплывателя в корпус форсунки через несколько увеличенный зазор между иглой и ее направляющей. Поддержание заданного давления топлива в гидравлической полости, расположенной в корпусе форсунки, достигается соответствующей регулировкой затяжки пружины перепускного клапана. В рассматриваемой форсунке уменьшают усилие затяжки пружины форсунки, а не-

обходимое давление подъема иглы достигает соответствующей регулировкой затяжки пружины перепускного клапана. При этом величина давления топлива, воздействующего дополнительно к пружине на верхний торец иглы, определена из следующей зависимости:

$$P_{\tau_0} = (P_{\phi_0} - P'_{\phi_0}) \frac{f_g}{f_n},$$

где P_{ϕ_0} - давление открытия иглы, на которое регулируется обычная форсунка с пружинным запираем иглы,
 P'_{ϕ_0} - давление затяжки пружины форсунки с гидро-механическим запираем иглы,
 f_g - площадь дифференциальной площадки иглы,
 f_n - площадь поперечного сечения иглы.

Подробное описание форсунки дано в статье [5].

Благодаря сообщению нагнетательного трубопровода с гидрозатворной полостью форсунки достигается снижение остаточного давления топлива в упомянутом трубопроводе, которое уменьшается до величины P_{τ_0} . При этом такая величина остаточного давления в нагнетательном трубопроводе поддерживается стабильно на всех эксплуатационных режимах топливной системы. Таким образом соответствующей регулировкой форсунки можно снизить остаточное давление в нагнетательном трубопроводе без каких-либо конструктивных изменений других элементов топливной аппаратуры.

Выполненные нами экспериментальные исследования подтвердили, что замена пружинного запираения иглы форсунки гидромеханическим уменьшает амплитуды волн давления, подходящих к распылителю после окончания основного впрыска, до уровня, устраняющего подвпрыск топлива в топливной системе двигателя типа Д50. В данных опытах затяжка пружины форсунки регулировалась на давление $P'_{\phi_0} = 200 \text{ кг/см}^2$, а давление открытия иглы, равное 275 кг/см^2 , устанавливалось соответствующей затяжкой пружины перепускного клапана.

Следует также подчеркнуть, что гидромеханическая форсунка резко уменьшает влияние плотности распылителя. Усиленный подвпрыск, который наблюдался при применении в обычной форсунке распылителя пониженной плотности, полностью устранился.

Таким образом, применение пружинно-гидравлического вместо пружинного запираания иглы распылителя оказалось одним из наиболее эффективных средств устранения подвыпрыска и улучшения протекания конечной фазы выпрыска топлива.

Л и т е р а т у р а

1. В.И. Балакин, А.Ф. Еремеев, Б.Н. Семенов. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. Изд. "Машиностроение", 1967.

2. А.Н. Гуревич, З.И. Сурженко, П.Т. Клепач. Топливная аппаратура тепловозных и судовых дизелей типа Д100 и Д50. Машгиз, 1963.

3. В.Ф. Бобров, Т.Ф. Кузнецов. Влияние износа топливной аппаратуры на процесс выпрыска топлива двигателя Д50. Труды ХИИТа, вып. 43, 1961.

4. Г.Л. Соскин д. Способ работы форсунки. Авторское свидетельство № 249848.

5. Г.Л. Соскин д, П.Х. Мурель. Влияние регулировочных параметров форсунки с гидромеханическим запиранием иглы на протекание процесса выпрыска. См. наст. сб. стр. 21-30.

G.Soskind, P.Murel, V.Nikonov

About the Influence of Some Factors
of Additional Injection in the D50 Diesel
Engines

Summary

The paper presents the results of experimental research of the effects of constructional factors on the course of the last stage of injection in the D 50 Diesel engines. The elimination of additional injection and the improvement of the performance of the last stage of injection was obtained by using an injector with hydromechanical shutting of the atomizer pintle.

УДК 621.436.031

Г.Л. Соскинд, П.Х. Мурель

ВЛИЯНИЕ РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ФОРСУНКИ С
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ЗАПИРАНИЕМ ИГЛЫ НА ПРОЦЕСС
ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Улучшение эксплуатационных качеств дизельных двигателей тесно связано с совершенствованием топливовпрыскивающей аппаратуры. Одной из существенных проблем дизелестроения является повышение работоспособности распылителей закрытых форсунок, срок службы которых значительно меньше долговечности других деталей двигателя. Опыт эксплуатации судовых дизелей показывает, что дефекты распылителей сводятся в основном к нарушению их плотности в запорном конусе, закоксовыванию распыливающих отверстий, коррозионным повреждениям цилиндрических (направляющих) поверхностей, зависанию и потере подвижности игл.

Одним из путей повышения работоспособности распылителей является применение форсунок с гидравлическим [1] или с гидромеханическим запирающим иглы [2]. Такие форсунки намного меньше чувствительны к герметичности распылителя в цилиндрическом уплотнении, что позволяет несколько увеличить минимальный сборочный (технологический) зазор между иглой и ее направляющей. Для обеспечения качественной и надежной работы форсунки необходимо, чтобы зазор между иглой распылителя и ее направляющей был минимально возможным и вместе с тем достаточным, чтобы выполнять нижеследующее условие:

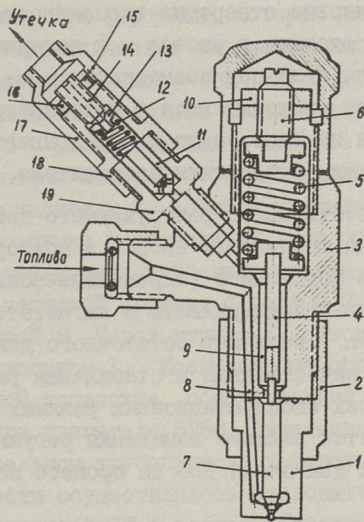
$$S \geq \delta_n + \delta_k,$$

- где S — диаметральный технологический зазор между иглой и корпусом распылителя, мк,
 δ_n — допустимое биение заpornого конуса иглы относительно ее цилиндрической поверхности, мк,
 δ_k — допустимое биение конической поверхности (седла иглы) относительно цилиндрической поверхности корпуса распылителя.

Так по ГОСТу 9928-61, определяющему технические условия на изготовление распылителей, биение уплотнительного конуса их корпуса относительно внутренней цилиндрической (направляющей) поверхности допускается не более 4 мк, а биение уплотняющего конуса иглы относительно ее цилиндрической поверхности должно быть не более 2 мк. Таким образом суммарное биение $\delta_n + \delta_k$ может составлять до 6 мк.

Увеличение зазора между иглой форсунки и ее направляющей облегчает селективную сборку деталей прецизионной пары и позволяет резко улучшить качество распылителей. Вместе с этим применение таких распылителей позволяет устранить коррозию деталей прецизионной пары при работе судовых двигателей на обводненном топливе [3]. В результате проведенных нами исследований было установлено, что увеличение зазора между спаренными деталями распылителя в форсунке с гидромеханическим запирающим иглы обеспечивает большую свободу перемещения иглы и осового совпадения конусов иглы распылителя и его корпуса, что способствует устранению подтекания и закоксовывания сопловых отверстий.

Форсунка с гидромеханическим запирающим иглы, работающей по предложенному способу [2], показана на фиг. 1. Она взаимозаменяема с обычной закрытой форсункой. В этой форсунке сохранена пружина 5, штанга 4 и другие детали, запирающие иглу 7, но снижено усилие затяжки пружины. Необходимое давление начала подъема иглы форсунки достигается за счет создания соответствующего давления топлива, воздействующего дополнительно к упомянутой пружине на верхний торец иглы. Для этого гидрозарная полость 9 форсунки, расположенная в ее корпусе 3 над иглой, питается топливом, просачивающимся через кольцевой зазор между иглой 7 и корпусом распылителя 1. Для поддержания требуемого давления топлива в гидрозарной полости, в форсунке установлен перепускной



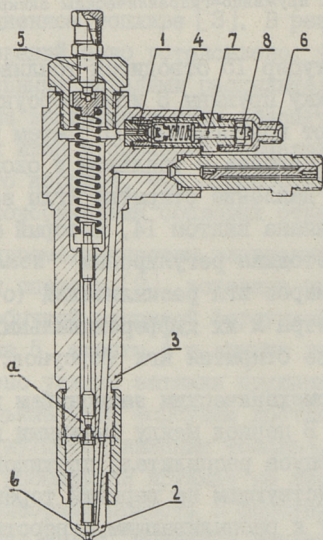
Фиг.1. Форсунка с пружинно-гидравлическим запираем ии глы

клатан II. Через штуцер I5 отводится топливо, перепускаемое клапаном. Затяжку пружины 5 иглы форсунки регулируют болтом 6 и фиксируют контргайкой I0. Затем ручным прессом заполняют запорную полость 9 топливом и окончательно регулируют форсунку на давление открытия иглы затяжкой пружины I2 перепускного клапана винтом I4, который фиксируют контргайкой I6. Такая методика регулировки исключает влияние геометрических размеров игл распылителей (отклонений в пределах допуска диаметра и их дифференциальных площадок) на фактическое давление открытия иглы форсунок.

Форсунка с гидромеханическим запираем ии глы действует следующим образом. В период между смежными впрысками игла прижата к седлу корпуса распылителя пружиной форсунки и давлением топлива, действующим на верхний торец иглы, и закрывает проход топливу к распыливающим отверстиям. При подаче топлива насосом в камере распылителя (под дифференциальной площадкой иглы) давление повышается. Когда сила давления топлива, действующего на дифференциальную площадку иглы, превысит суммарное усилие, создаваемое пружиной форсунки и давлением топлива, которое воздействует на верхний торец иг-

лы, последняя начинает отходить от седла. С этого момента топливо через сопловые отверстия впрыскивается в цилиндр двигателя. После отсечки в насосе и падения давления в камере распылителя игла под совместным действием пружины и давления топлива, находящегося в гидрозатворной полости форсунки, садится на свое седло и перекрывает проход топлива к распыливающим отверстиям распылителя.

Выбором соответствующего разгружающего действия нагнетательного клапана топливного насоса и подбором регулировочных параметров форсунки с гидромеханическим запираем иглы можно стабильно поддерживать в нагнетательном трубопроводе желаемую величину остаточного давления. При этом достигается качественная и стабильная работа топливной системы на всех эксплуатационных режимах двигателя. Ниже рассматривается влияние изменения регулировочных параметров форсунки двигателя Д50 на процесс подачи топлива.

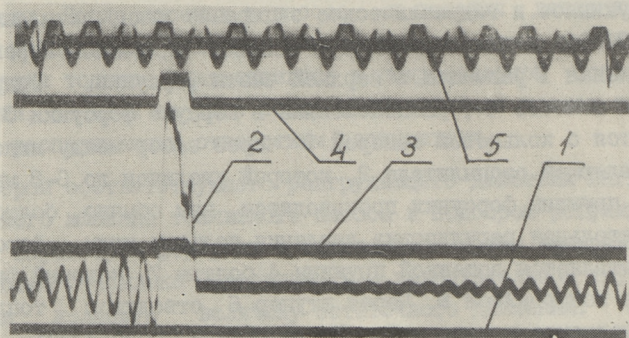


Фиг. 2. Модернизированная форсунка двигателя Д50

Для проведения исследований нами была модернизирована серийная форсунка. Эта форсунка, которая имеет одновременно пружинное и гидравлическое запираие иглы, показана на фиг. 2. Она взаимозаменяема с обычной форсункой. Перепускной клапан I размещен в верхней части форсунки. Гидрозарпорная полость а, расположенная в корпусе форсунки 3, сообщается с кольцевой камерой б через зазор между иглой и направляющей распылителя 2, который увеличен до 6-8 мк. Затяжка пружины форсунки производится, как обычно, болтом 5. Окончательная регулировка давления подъема иглы форсунки осуществляется затяжкой пружины 4 болтом 7, который фиксируется контргайкой 8. Через штуцер 6 отводится топливо, перепускаемое клапаном I. Исследования проводились на экспериментальной установке, оборудованной комплектом топливной аппаратуры двигателя 5Д50. Изменение давления топлива в нагнетательном трубопроводе у форсунки и в ее гидрозарпорной полости осуществлялось тензодатчиками и после усиления тензостанцией УТ-4 регистрировалось на пленку осциллографа МПО-2. На осциллограмме регистрировался также с помощью индукционного датчика подъем иглы форсунки. Одновременно на пленке осциллографа фиксировалась постоянная отметка и наносилась отметка времени. Тарировка датчиков производилась до и после снятия осциллограмм. Вид снятых осциллограмм показан на фиг. 3.

Изменение регулировки форсунки достигалось затяжкой ее пружины на разное давление подъема иглы в пределах от $P'_{\phi 0} = 150$ до 200 кг/см^2 при сохранении общего давления начала впрыска, равного $P_{\phi 0} = 275 \text{ кг/см}^2$. Последнее достигалось соответствующей затяжкой пружины перепускного клапана 4 (фиг. 2).

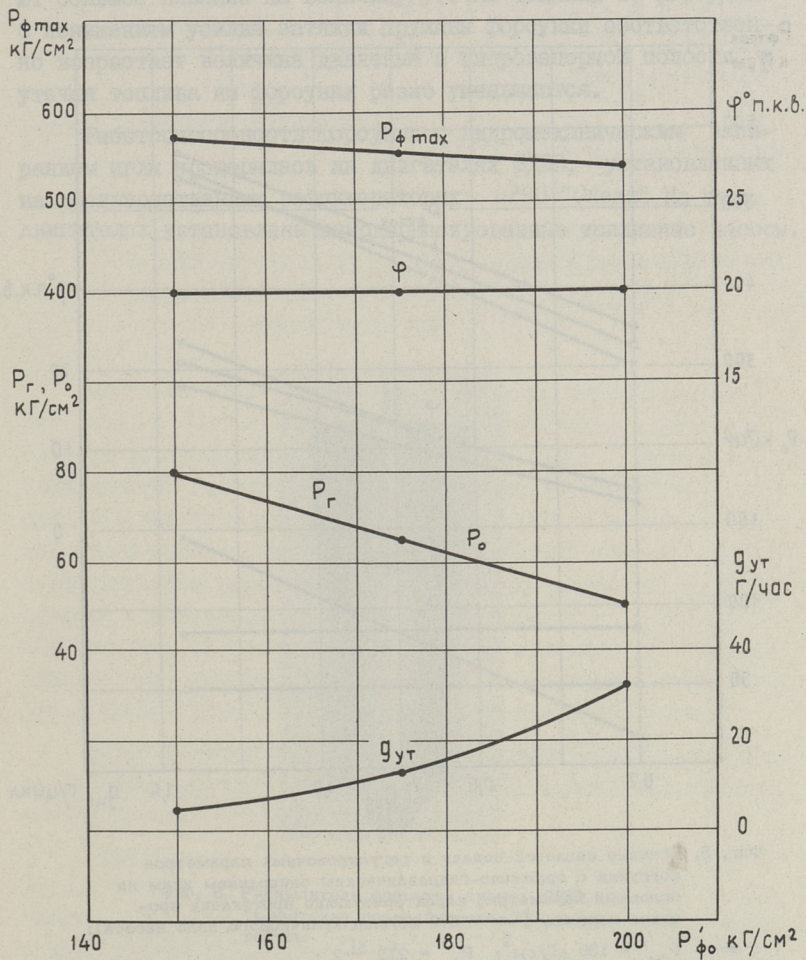
Влияние усилия затяжки пружины форсунки с гидромеханическим запираием иглы (при одинаковой регулировке общего давления открытия иглы, равного 275 кг/см^2) показано на фиг. 4 и 5. Для сравнения на приведенных графиках фиг. 5 показаны также параметры, характеризующие протекание впрыска, при обычной форсунке с пружинным запираием иглы. Как видно из этих фигур, увеличение усилия затяжки пружины иглы в гидромеханической форсунке уменьшает остаточное давление топлива в нагнетательном трубопроводе (P_0). Это



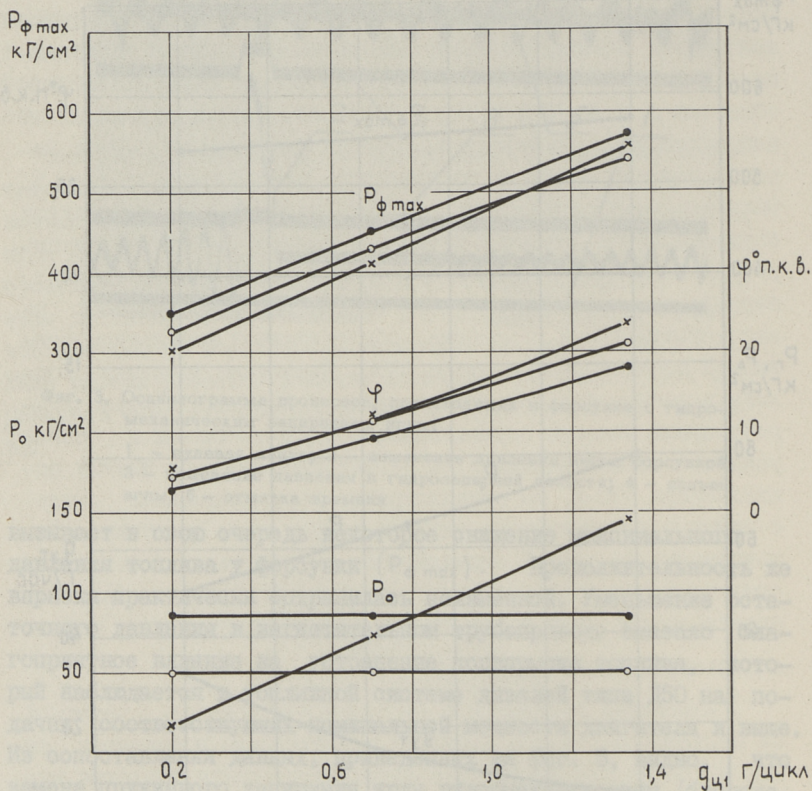
Фиг. 3. Оциллограмма процессов, происходящих в форсунке с гидромеханическим запираем иголки:

1 - нулевая линия; 2 - изменение давления перед форсункой; 3 - изменение давления в гидрозатворной полости; 4 - подъем иголки; 5 - отметка времени

вызывает в свою очередь некоторое снижение максимального давления топлива у форсунки ($P_{ф\max}$). Продолжительность же впрыска практически сохранилась неизменной. Уменьшение остаточного давления в нагнетательном трубопроводе оказало благоприятное влияние на устранение подвпрыска топлива, который наблюдается в топливной системе дизелей типа Д50 на подачах, соответствующих номинальной мощности двигателя и выше. Из сопоставления данных, приведенных на фиг. 5, видно, что замена пружинного запираем иголки гидромеханическим (благодаря устранению подвпрыска) привела к сокращению общей продолжительности впрыска (φ) при подаче I, 35 Г за цикл почти на 4 градуса поворота кулачкового вала насоса (п.к.в.). При этом достигается стабильное значение остаточного давления, что, как известно, является одним из необходимых факторов, обеспечивающих качественную работу топливной системы. Вместе с тем, форсунка с пружинногидравлическим запираем иголки устраняет влияние длины нагнетательного трубопровода на величину остаточного давления в нем, что обеспечивает идентичность впрыска топлива и протекания рабочего процесса в цилиндрах двигателя.



Фиг. 4. Влияние регулировочных параметров форсунки с пружинно-гидравлическим запирающим иглы на основные параметры, характеризующие протекание процесса впрыска ($g_u = 1,35$ г за цикл; $n = 370$ об/мин кулачкового вала насоса)

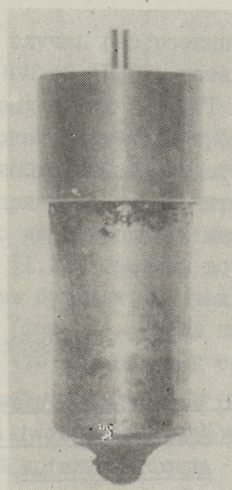


Фиг. 5. Влияние цикловой подачи и регулировочных параметров форсунки с пружинно-гидравлическим запираем игол на основные параметры, характеризующие протекание процесса впрыска ($n = 370$ об/мин кулачкового вала насоса):

- $P_{\phi 0}' = 150 \text{ кГ/см}^2$; $P_{\phi 0} = 275 \frac{\text{кГ}}{\text{см}^2}$;
- $P_{\phi 0}' = 200 \text{ кГ/см}^2$; $P_{\phi 0} = 275 \text{ кГ/см}^2$;
- ×— $P_{\phi 0}' = P_{\phi 0} = 275 \text{ кГ/см}^2$

Из фиг. 4 также видно, что регулировочные параметры форсунки с пружинногидравлическим запираем ием иглы оказывают большое влияние на величину утечки топлива из форсунки. С понижением усилия затяжки пружины форсунки соответственно возрастает величина давления в гидрозатворной полости, а утечки топлива из форсунки резко уменьшаются.

Работоспособность форсунок с гидромеханическим запираем ием иглы проверялась на двигателях 5Д50, установленных на производственных рефрижераторах ФР110 "Океан". На этих двигателях установлены немодернизированные топливные насосы.



Фиг. 6. Распылитель форсунки дизеля 5Д50 п/р "Советская родина" после 250 часов работы

Длительные испытания указанных двигателей показали, что форсунки с гидромеханическим запираем ием иглы полностью устраняют закоксовывание распыляющих отверстий. Вместе с этим, такие форсунки резко увеличивают срок службы распылителя и стабильность регулировки форсунки, что позволяет в несколько раз продлить продолжительность работы форсунок между контрольно-профилактическими проверками их вне дизеля.

Л и т е р а т у р а

1. В.И. Балакин, А.Ф. Еремеев, Б.Н. Семенов. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. Изд. "Машиностроение", 1967.

2. Г.Л. Соскин д. Способ работы форсунки. Авторское свидетельство № 249848.

3. Г.Л. Соскин д. Меры борьбы с коррозией топливной аппаратуры дизелей рыбопромысловых судов. Изд. "Пищевая промышленность", 1966.

G.Soskind, P.Murel

The Influence of Regulation Parameters of an
Injector with Hydromechanical Shutting of the
Atomizer Pintle

Summary

A new way of injector operation, with hydromechanical shutting of the atomizer pintle is briefly outlined in the paper. It gives some results of experimental research on the influence of regulation parameters of an injector with hydromechanical atomizer pintle shutting on the performance of the last stage of fuel injection.

УДК 621.432.016.4-222

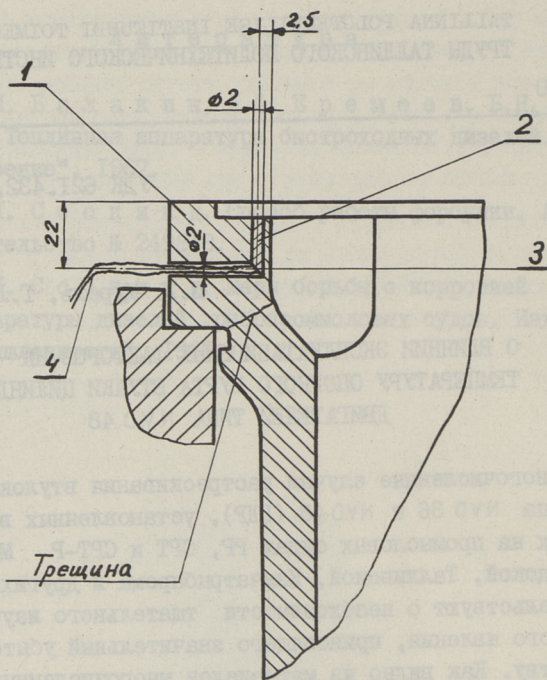
П.Х. Мурель, Г.Л. Соскинд

О ВЛИЯНИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА
ТЕМПЕРАТУРУ ОПОРНОГО БУРТА ВТУЛКИ ЦИЛИНДРА
ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА NVD 48

Многочисленные случаи растрескивания втулок двигателей типа NVD 36 и NVD 48 (ГДР), установленных в качестве главных на промысловых судах РР, СРТ и СРТ-Р Мурманской, Клайпедской, Таллинской, Камчатрибпрома и других баз [1,2], свидетельствуют о необходимости тщательного изучения причин этого явления, приносящего значительный убыток рыбному хозяйству. Как видно из материалов многочисленных исследований и совещаний [1,2], трещины во втулках всегда расположены под опорными буртами, и, как правило, в местах вырезов под клапаны (фиг. 1). Имели место также обрывы втулок в эксплуатации, что приводило к серьезным авариям.

Образование трещин в указанном районе наблюдалось как на фирменных, так и на втулках, изготовленных судоремонтными заводами рыбной промышленности.

Значительное количество случаев растрескивания втулок на судах СРТ-Р и СРТ ЭРПО "Океан" с главными двигателями типа NVD 48 поставило перед нами задачу исследования причин таких повреждений, что и было выполнено кафедрой судовых силовых установок ТПИ. Общеизвестно, что образованию трещин в цилиндрических втулках может способствовать также чрезмерно высокая температура последних. Поэтому, при проведении исследований, этот важный фактор был нами учтен, и полученные результаты приведены ниже.



Фиг. 1. Эскиз установки термопары для измерения температуры втулки цилиндра в опорном бурте. Главный двигатель 8NVD 48 CPT-P 9082

- 1 - опорный бурт втулки; 2 - чугунная пробка;
3 - горячий спай термопары; 4 - термопровода

Измерения температуры втулки производились на главном двигателе 8 NVD 48 CPT-P 9082 как на ходовых испытаниях, так и в эксплуатационных условиях, и преследовали цель - установить влияние ряда основных эксплуатационных факторов на теплонапряженность втулки цилиндра.

Было исследовано влияние числа оборотов и нагрузки, теплового состояния двигателя, волнения, курса судна, силы и направления ветра (комплексно).

Как известно, под термином "теплонапряженность" понимается совокупность величин, характеризующих температурное состояние детали: максимальная температура и температурный перепад, соответствующие тепловому потоку через нее. Определить же точно количество тепла, проходящее через отдель-

ные части двигателя, чтобы выявить их температурное напряжение, практически невозможно из-за сложности характера теплообмена между рабочим телом и стенками.

При этом могут иметь место деформации и разрушения, которые происходят не в результате превышения некоторого значения максимальной температуры, средней по всей расчетной поверхности, а в результате резких изменений местных температур и температурных градиентов. Поэтому температура втулки и измерялась в районе возникновения трещин (фиг. 1).

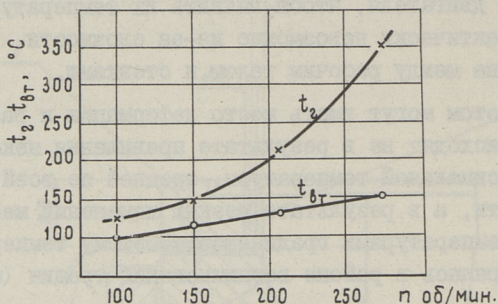
Для установки горячего спая предварительно протарированной хромель-алюмелевой термпары было просверлено горизонтальное глухое отверстие диаметром 2 мм, на расстоянии 22 мм от верхнего края опорного бурта. Для прижатия спая к материалу втулки (на глубине 1,5 мм от поверхности) сверлилось вертикальное отверстие диаметром 2 мм, в которое ввертывалась чугунная пробка (фиг. 1).

Машинная команда проводила измерение температуры после работы двигателя не меньше чем 40 - 50 минут при стационарном тепловом режиме.

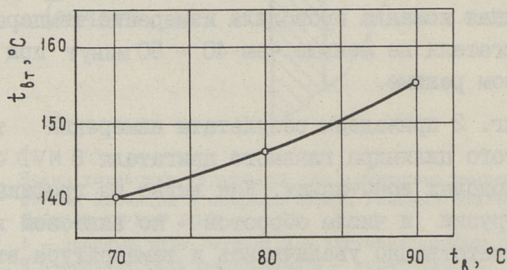
На фиг. 2 приведены результаты измерений температуры втулки пятого цилиндра главного двигателя 8 NVD 48 СРТ-Р9082 на ходовых испытаниях. Как видно из графика, с повышением нагрузки (и числа оборотов - по винтовой характеристике) соответственно увеличилась и температура втулки.

Так при повышении нагрузки и увеличении числа оборотов вала от 100 до номинальных (275 об/мин), температура выхлопных газов резко поднялась - со 125 до 340 °С (в 2,7 раза), а температура втулки - лишь на 44 ° (от 104 до 148 °С) - в 1,42 раза. При этом тепловой режим двигателя поддерживался постоянным, для чего расход охлаждающей воды через цилиндры увеличивался, по мере нарастания числа оборотов что в значительной степени и определяет относительно медленный рост температуры втулки в рассматриваемом случае.

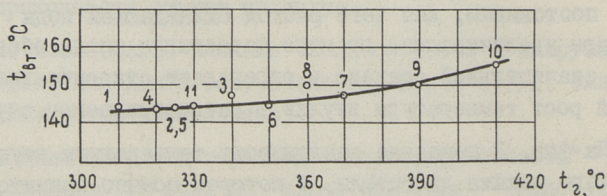
На фиг. 3 показана зависимость температуры втулки от теплового режима двигателя, о котором обычно принято судить по температуре охлаждающей воды t_0 на выходе из двигателя. Данные получены на ходовых испытаниях СРТ-Р9082 при числе оборотов 275 в минуту. Как и следовало ожидать, с по-



Фиг. 2. Влияние режима работы главного дизеля на температуру опорного бурта втулки цилиндра (ходовые испытания СРТ-Р-9082 - винтовая характеристика; температура воды на выходе - 75°C)
 t_2 - температура выхлопных газов;
 t_{br} - температура втулки



Фиг. 3. Влияние температуры охлаждающей воды (теплового режима двигателя) на температуру опорного бурта втулки цилиндра (ходовые испытания СРТ-Р-9082, $n = 275$ об/мин)



Фиг. 4. Влияние состояния моря, силы и направления ветра - нагрузки главного двигателя 8NVD 48 СРТ-Р 9082 - на температуру опорного бурта втулки (Северное и Норвежское море). Условия нагрузки и номера точек - по порядковому номеру в таблице 1

вышением теплового режима температура втулки также возросла - при увеличении t_b от 70 до 90 °С температура втулки поднялась от 140 до 155 °С, то есть на 15 °, хотя температура выходных газов при этом практически не изменилась.

Однако во время ходовых испытаний СРТ-Р9082 на Таллинском рейде главный двигатель был недогружен - температура выхлопных газов по цилиндрам не превышала 340 - 350 °С. В связи с этим исследование теплонапряженности втулки было продолжено в условиях эксплуатации двигателя при переходе судна на промысел.

Результаты измерения температуры втулки цилиндра за этот период в Северном и Норвежском морях приведены в таблице I и на фиг. 4. Как следует из их рассмотрения, состояние моря, сила ветра и курс судна оказывают существенное влияние на нагрузку двигателя и, следовательно, на его теплонапряженность. Оценка же теплонапряженности двигателя по температуре выхлопных газов в случае четырехтактного дизеля без наддува вполне правомерна [5,6]. Между ними существует прямая связь, однозначно определяемая влиянием коэффициента избытка воздуха при горении (при нормальной работе двигателя и его систем). В связи с этим температура выпускных газов для данного класса двигателей, куда входит и рассматриваемый 8NVD48, является своего рода внешней характеристикой их тепловой напряженности. Кривая на фиг. 4 хорошо иллюстрирует это положение, устанавливая связь между факторами, определяющими нагрузку (температуру выхлопных газов), и одним из показателей теплонапряженности - температурой втулки цилиндра.

Номера точек на кривой указывают порядковый номер их в таблице I, из которой видно также, что тепловое состояние двигателя (температура воды) поддерживалось на одном и том же уровне (за исключением точки 6, где температура воды на выходе из головки двигателя несколько ниже).

Из фиг. 4 видно также, что в условиях плавания при одинаковых числах оборотов двигателя (гребного винта) нагрузка последнего меняется весьма значительно, что, естественно, немедленно отражается на температуре втулки. Максимальное значение этой температуры - 155 °С, было получено при кратковременной перегрузке (число оборотов вала - 286 в мин) в благоприятных условиях полного штиля.

№ п.п.	Район плавания	Дата замера (окт. 1966)	Время замера	Р е ж и м		Цилиндр № 5 Температуры в М.О.		Состояние моря	Ветер направление	Курс судна, градусов	Температура воздуха, Вт °С
				число оборот. двигателя	ход	вкл. газов 2 °С	окл. воды °С				
1.	Прол. Скагеррак	07.	14.40	270	п.х.	310	77	27		270	144
2.	Северное море	08	12.50	272	"	325	77	22,5	-	336	142
3.	Северное море	08.	18.00	252	"	340	79	19,5		336	147
4.	Норвежское море	10.	17.00	272	"	320	78	19		000	142
5.	"	13.	18.00	270	"	325	72	19		305	143
6.	"	20.	17.50	274	"	350	68	22		90	145
7.	"	22.	14.30	274	"	370	76	17,5		190	148
8.	"	25.	14.00	272	"	360	77	19		215	151
9.	"	27.	19.00	274	"	390	75	19		поворот на 180°	150
10.	"	28.	10.35	286	"	410	75	18		40	155
11.	"	28.	13.30	268	"	330	75	18,5		40	143

Можно предположить, что и в случае перегрузок двигателя при траловом лове (работа по внешней характеристике) температура втулки на установившемся режиме работы дизеля не превысит значений 155 – 165 °С.

Двигатель при этом работает с меньшим числом оборотов, в результате чего уменьшается также и прокачка охлаждающей воды через него, и тепловой режим двигателя повышается.

Из рассмотрения графиков (фиг. 2–4) можно сделать вывод, что температура втулок цилиндров двигателей типа NVD 48 весьма невысокая – при $t_2 = 410$ °С достигает значения 155 °С. Поддержание температуры охлаждающей воды на уровне 65–75 °С на выходе приводит к тому, что температура втулки со стороны охлаждения будет достаточно высокой [6], и перепад температур в стенке – весьма умеренным.

Поскольку опорный бурт втулки цилиндра не омывается охлаждающей водой (фиг. 1), то передача тепла через втулку воде имеет место в остальной ее, тонкостенной части, и опорный бурт рассчитывается не на тепловые, а на механические усилия от затяжки крышечных шпилек [3]. Однако представляет интерес и ориентировочная оценка температурного напряжения, возникающего в верхней части втулки, омываемой водой, т.е. непосредственно вблизи района образования трещин (фиг. 1). Для этого необходимо подсчитать перепад температур в стенке втулки, что можно сделать, если найти температуру последней со стороны охлаждающей воды $t'_{\text{вТ}}$. Воспользовавшись графическим методом построения эквивалентной стенки [4], находим, что $t'_{\text{вТ}}$ равна примерно 100 °С. Приняв (фиг. 4) наибольшее значение температуры втулки 155 °С, находим перепад температур в ее стенке Δt равным 55 °С. Для оценки температурного напряжения σ_{τ} воспользуемся известным выражением [3]

$$\sigma_{\tau} = \frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2(1-\mu)} z_2 \quad \text{кг/см}^2,$$

где

$$z_2 = \frac{1}{\ln k} \left(1 - \frac{2k^2}{1-k^2} \ln k \right) = 0,94.$$

Здесь отношение внутреннего и наружного радиусов втулки $k = r_1 / r_2 = 0,842$. Значения диаметров соответственно равны 320 и 380 мм. Принимая для чугунной втулки модуль упругости

$E = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,025$ и коэффициент линейного расширения $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$ на 1°C [3], находим $\sigma_T = 5,03 \cdot \Delta t = 276 \text{ кг/см}^2$.

Это весьма умеренное значение температурного напряжения, которое, как нам известно, при пусках и реверсах несколько увеличивается [4,5]. Как показали приближенные расчеты, напряжение в опорном бурте от затяжки крышечных шпилек превышает это значение σ_T в 3-5 раз и более.

Из вышеизложенного можно сделать следующее заключение:

1. Температура втулки цилиндра двигателя 8NVD48 со стороны газов весьма умеренная, и поэтому не представляет опасности для прочности втулки,

2. Температура втулки цилиндров в значительной степени зависит от таких эксплуатационных факторов, как тепловой режим двигателя, состояние моря, сила и направление ветра (сопротивление трала) и т.п.

Л и т е р а т у р а

1. Материалы междуведомственного совещания по изучению и нормированию износов судовых ДВС. Статьи А.М. Александрова, А.М. Сидорова и А.Л. Колтуна. Изд-во "Рыбное хозяйство", 1962.

2. Материалы второго междуведомственного совещания по изучению и нормированию износов судовых ДВС. Статьи В.Д. Кривошекина, В.П. Фильченко, В.Г. Николаева, А.К. Колесова, Н.В. Филимошина и Ю.П. Королевского. Изд-во "Пищевая промышленность", 1964.

3. В.А. Ваншейдт. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей. Изд-во "Судостроение", Л., 1969.

4. В.А. Ваншейдт. Судовые двигатели внутреннего сгорания (теория). Судпромгиз. 1950.

5. Д.Б. Танатар. Судовые дизели. Теория рабочего процесса. Изд-во "Морской транспорт", Л., 1962.

6. И.В. Возницкий. Техническая эксплуатация двигателей промысловых судов. Изд-во "Пищевая промышленность", М., 1969.

The Influence of Operating Factors on the Temperature of the Supporting Clamp of the Cylinder Liner of NVD 48 Type Engines

Summary

The present article deals with the influence of a number of operating factors on the heat intensity of the liner of 8 NVD-48 engine installed as the main one on the average refrigerator fishing trawler. The temperature of the plug incessantly disappeared in the conditions of operational tests and expedition catching, in the area of the supporting clamp where dangerous cracks often appear. Moreover, it has also been established that the temperature of the plug was very moderate and is of no danger to its durability.

УДК 621.432

П.Х.Мурель, Г.Л.Соскинд, О.Э.Мяккла

ВЛИЯНИЕ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА НА ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ
ДИЗЕЛЯ 248,5 /II

Как известно, эксплуатация дизелей, в том числе и судовых, происходит в различных климатических зонах, причем внешние (метеорологические) условия изменяются в очень широких пределах. Таким образом параметры воздушного заряда на входе в двигатель часто значительно отличаются от тех, при которых заводом гарантируются номинальные мощность и удельный расход топлива.

Наибольшее влияние на работу дизеля оказывают температура и влажность воздуха. Если зависимость рабочего процесса от температуры заряда хорошо изучена и может быть определена и аналитически, то влияние влажности, наоборот, изучено пока недостаточно. Повышенные количества водяных паров в атмосферном воздухе воздействуют на процессы наполнения, сжатия, смесеобразования и сгорания, причем методика их учета пока не разработана. Отдельными экспериментальными исследованиями установлено влияние внешних условий на мощность и экономичность дизелей с нераздельной камерой сгорания [2,3 и др.]. Однако таких исследований на двигателях с раздельной камерой сгорания проведено мало.

При этом выяснено, что, чем выше избыток воздуха в цилиндре, тем меньше влияние влажности и температуры — это имеет, например, место при понижении нагрузки дизеля. И, наоборот, чем меньше номинальное значение коэффициента избытка воздуха при сгорании α , тем заметнее и влияние влажности. В связи с этим нами для проведения исследований был выбран двигатель с разделенной камерой и низким значе-

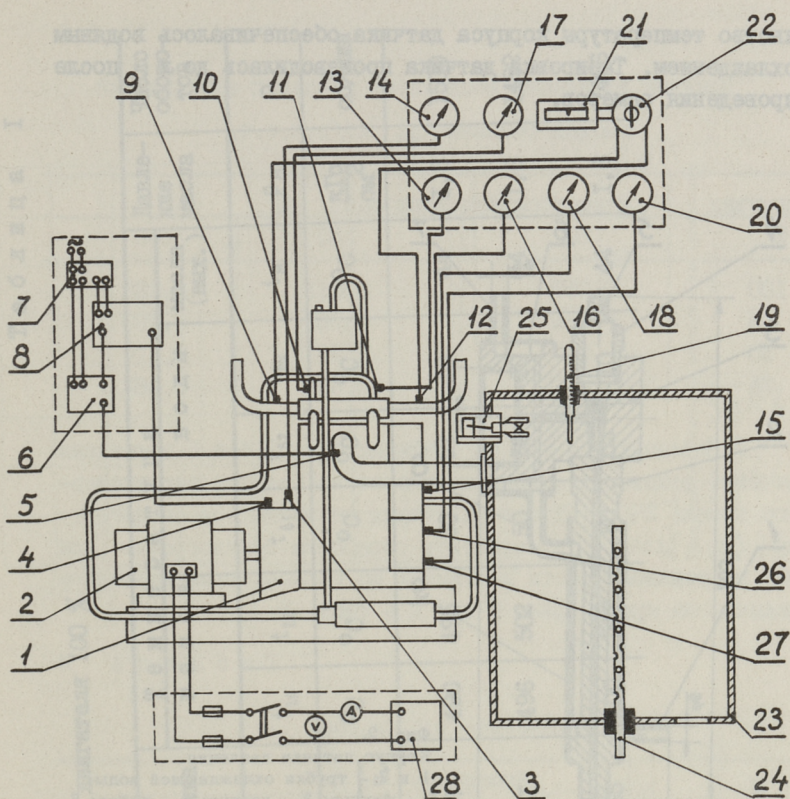
нием α , рабочий процесс в котором "реагировал" уже на относительно небольшие изменения влажности воздуха. Для выполнения комплекса исследований был оборудован специальный стенд с двигателем 248,5/II, допускавший регулирование относительной влажности воздуха до насыщенного состояния (100 %) I)

Целью исследований явилось установление влияния влажности воздуха на основные параметры, характеризующие протекание рабочего процесса, мощность и экономичность дизеля 248,5/II при изменении нагрузки в пределах 25 - 100 %. Для исключения влияния температуры, при увеличении которой резко возрастает влагосодержание воздуха при относительной влажности $\varphi = \text{const}$, температура заряда на входе в двигатель поддерживалась постоянной на всех режимах работы ($t_0 = 20^\circ\text{C}$).

Для создания и поддержания требуемой относительной влажности воздуха φ стенд был оборудован резервуаром емкостью в 200 л. В него через специальную трубу с большим количеством отверстий (фиг. 1) подавался насыщенный водяной пар под давлением 0,2 ати, количество которого регулировалось вентилем. Влажность воздуха у входа в двигатель определялась психрометром. Как и в условиях эксплуатации, цикловая подача топлива ΔG_T при данной нагрузке не менялась. Испытания проводились при работе двигателя по нагрузочной характеристике, причем номинальное число оборотов $n = 1500$ в минуту имело место при $\varphi = 60\%$. Поэтому при увеличении относительной влажности до 80 и 100 %, число оборотов снижалось вследствие падения мощности. Замеры параметров производились при нагрузках 100, 75, 50 и 25 % от номинала (10 э.л.с.), на каждой при $\varphi = 60, 80$ и 100 %. Перед началом исследований двигатель был тщательно отрегулирован.

Схема экспериментального стенда показана на фиг. 1. Протекание рабочего процесса в I цилиндре и процесс подачи топлива регистрировались осциллографом МПО-2. В специально просверленное в крышке рабочего цилиндра отверстие был вставлен тензометрический датчик давления, изготовленный в лаборатории судовых силовых установок ТПИ (фиг. 2). Посто-

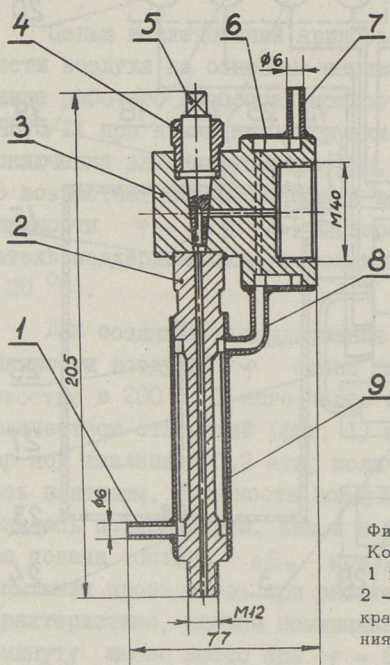
I) В работе принимал участие студент В. Вахлюев.



Фиг. 1. Схема экспериментальной установки.

1 - двигатель 2Ч 8,5/II; 2 - генератор ПН8,5; 3 - датчик числа оборотов; 4 - датчик В,М,Т; 5 - датчик давления; 6 - тензостанция; 7 - стабилизатор напряжения; 8 - осциллограф МГО-2; 9 и 12 - датчики температуры газов; 10, 11, 13, 15, 16 - указатели температуры охлаждающей воды; 14 - тахометр; 17 - термометр измерения температуры газов 1. цилиндра; 18 - масляный термометр; 19 - воздушный термометр; 20 - манометр масла; 21 - логометр; 22 - переключатель; 23 - паровоздушный резервуар; 24 - трубка подачи пара; 25 - прихрометр; 26 - датчик температуры масла; 27 - датчик давления масла; 28 - нагрузочный реостат.

яность температуры корпуса датчика обеспечивалось водяным охлаждением. Тарировка датчика производилась до и после проведения замеров.



Фиг. 2.
Корпус датчика давления.
1 и 7 - трубки охлаждающей воды;
2 - штуцер; 3 - корпус; 4 - гайка; 5 -
кран запорный; 6 и 9 - кожухи охлажде-
ния; 8 - перепускная трубка

Запись параметров работы дизеля производилась по штатным и контрольным приборам, причем до начала замеров двигатель, для достижения установившегося теплового режима, работал в заданном режиме нагрузки и влажности 35 - 40 мин. В таблице I приведены параметры работы двигателя при номинальной нагрузке.

При исследованиях на стенде параметры окружающей среды (в резервуаре) колебались в следующих пределах: влажность $\pm 3\%$, температура $\pm 0,5^\circ$, давление барометрическое ± 5 мм рт.ст. В опытах угол опережения подачи топлива не менялся и оставался постоянным.

Т а б л и ц а I

Нагрузка двигателя 100 %

№ П. П.	Относит. влажность	Мощность двигателя	Расход топлива		Температура					Число оборотов		
			г _т	g _e	газов	вода	масла (вхл.)	Давление масла				
		Ne			t ₂₁	t ₂₂	t ₆₁	t ₆₂	t _{6x}	t _m	p _m	
	%	э.л.с.	кг/час	кг/э.л.с.ч.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	кг/см ²	об/мин
3	60	10,0	2,570	0,257	490	495	50	52	10	44	1,8	1500
4	80	9,85	2,570	0,261	496	502	50	52	10	44	1,8	1492
5	100	9,74	2,560	0,265	500	507	50	52	10	44	1,8	1486

Т а б л и ц а 2

Влияние влажности воздуха на удельный эффективный расход топлива q_e кг/э.л.с.ч.

Нагрузка %	Относительная влажность, %		
	60	80	100
100	0,257	0,261	0,265
75	0,264	0,267	0,269
50	0,310	0,312	0,314
25	0,462	0,462	0,462

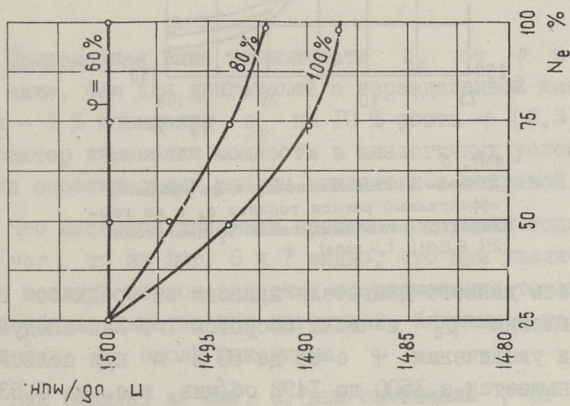
В таблицах I и 2 и на графиках фиг. 3, 4 и 5 приведены значения некоторых основных показателей работы вихрекамерного дизеля 248,5/II при различных значениях φ и нагрузках ($t_0 = \text{const}$). Результаты обработки осциллограммы для этих же режимов работы двигателя по внешней характеристике показаны на кривых фиг. 6 и 7 и в табл. 3.

Т а б л и ц а 3

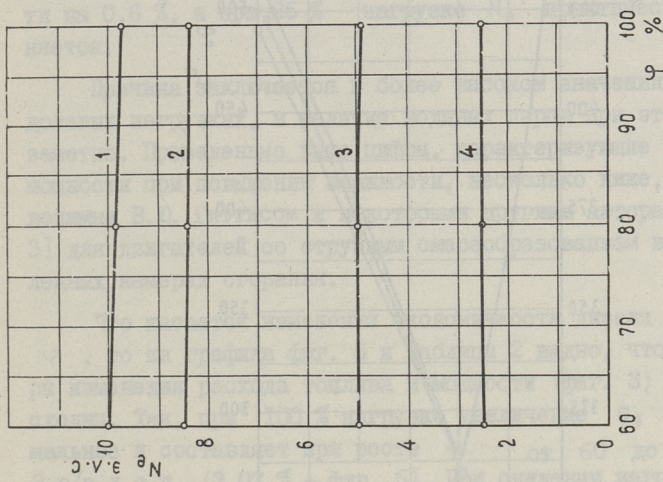
Приращение $\Delta\tau_i$ м сек

%	Изменение φ , %	
	от 60 до 80	от 80 до 100
100	0,13	0,23
75	0,14	0,09
50	0,13	0,00

Анализ приведенных данных показывает, что мощность двигателя, как и следовало ожидать, уменьшается по мере роста φ (фиг. 3). Объяснение следует искать в уменьшении веса заряда воздуха благодаря наличию водяных паров и воздействию последних на процесс сгорания. Первое обстоятельство влечет за собой уменьшение коэффициента избытка воздуха α (цикловая подача = const), в результате чего снижается индикаторный к.п.д. Этому же способствует и расход тепла на перегрев водяных паров, вследствие чего, при увеличении φ , мощность падает, а удельный расход топлива соответственно увеличивается.

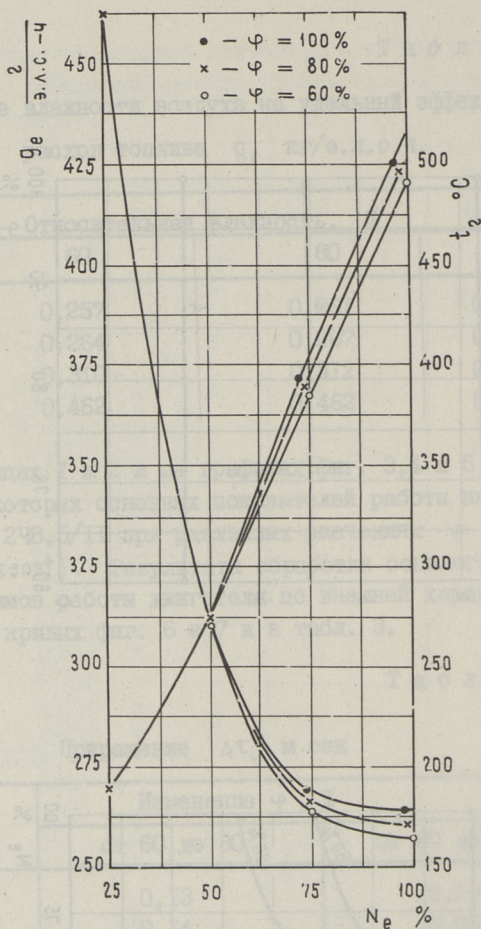


Фиг. 4.
Влияние влажности воздуха на число оборотов двигателя 2С 8,5/11 ($t_0 = \text{const}$)



Фиг. 3.
Влияние влажности воздуха на мощность двигателя 2С 8,5/11 ($t_0 = \text{const}$)

- 1 - нагрузка 100%
- 2 - " - 75%
- 3 - " - 50%
- 4 - " - 25%



Фиг. 5

Влияние влажности воздуха на удельный эффективный расход топлива q_e и на температуру отходящих газов t_2 двигателя $2\text{Ч } 8,5/11 (t_0 = \text{const})$

Мощность данного двигателя зависит от среднего эффективного давления p_e и числа оборотов n . Как следует из фиг. 4, при увеличении φ с 60 до 80 % n при полной нагрузке уменьшается с 1500 до 1492 об/мин, т.е. на 0,53 %, а в интервале увеличения φ от 30 до 100 % - на 0,40 %.

Из графика фиг. 4 видно, что падение N_e при этом значительно интенсивнее - соответственно 1,5 % и 0,9 % ($\varphi = 80$ -100 %). Отсюда следует, что падение мощности при постоян-

ной цикловой подаче топлива в основном вызвано уменьшением p_e . С понижением нагрузки влияние влажности воздуха сказывается меньше (фиг. 3). Например, при $N_e = 50\%$ от номинала повышение φ на 20% приводит к уменьшению мощности на 0,6%, а при 25% нагрузке N_e практически не меняется.

Причина заключается в более высоком значении α на долевых нагрузках, и наличие водяных паров при этом менее заметно. Приведенные выше цифры, характеризующие падение мощности при повышении влажности, несколько ниже, чем приводимые В.Ю. Гиттисом и некоторыми другими авторами [1, 2, 3] для двигателей со струйным смесеобразованием в неразделенных камерах сгорания.

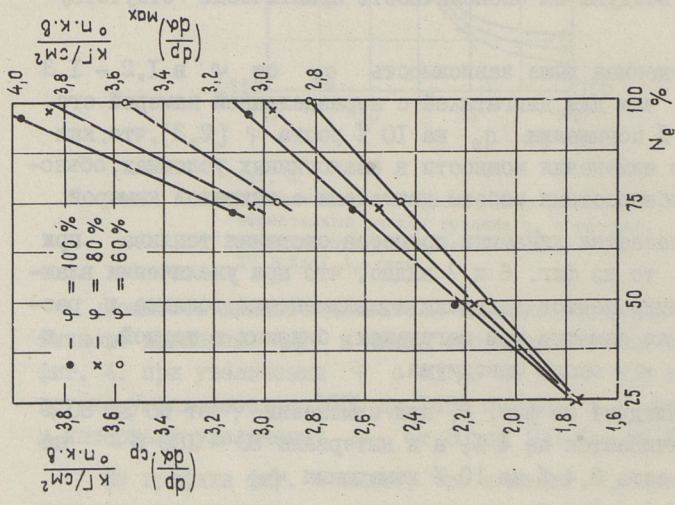
Что касается изменения экономичности дизеля при росте φ , то из графика фиг. 5 и таблицы 2 видно, что характеры изменения расхода топлива и мощности (фиг. 3) весьма сходны. Так, при 100% нагрузке увеличение g_e - максимальное и составляет при росте φ от 60 до 100% 3 г/э.л.с.ч. (3,07% - фиг. 5). При снижении нагрузки до 50% повышение удельного расхода топлива в этом же интервале изменения φ составляет лишь 1,27%.

При дальнейшем снижении нагрузки влияние увеличения влажности воздуха на экономичность практически отсутствует.

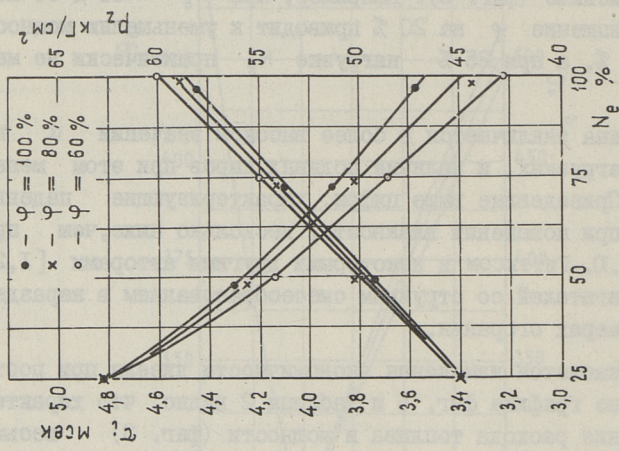
Приведенная выше зависимость g_e от φ в 1,2 - 1,3 раза ниже, чем для двигателей с неразделенной камерой сгорания - 1% повышения g_e на 10% роста φ [2, 3], что, как и характер изменения мощности в аналогичных условиях, объясняется особенностями работы двигателя с вихревой камерой.

Что касается динамики процесса сгорания топлива при $\varphi = \text{var}$, то из фиг. 6 и 7 видно, что при увеличении влажности воздуха период задержки воспламенения топлива τ_i растет особенно заметно при нагрузках, близких к полной, и значениях φ около максимума.

Как следует из фиг. 6, при изменении φ от 60 до 80% τ_i увеличивается на 4%, а в интервале 80 - 100% - на 6,8%, то есть 3,4% на 10% изменения φ .



Фиг. 7.
Влияние влажности воздуха на скорости нарастания давления - среднюю $(\frac{dp}{d\phi})_{cp}$ и максимальную $(\frac{dp}{d\phi})_{Max}$ двигателя 24 8,5/11 ($t_0 = const$)



Фиг. 8.
Влияние влажности воздуха на период задержки воспламенения топлива t_1 и на максимальное давление сгорания p_2 двигателя 24 8,5/11 ($t_0 = const$)

Такой рост τ_i объясняется значительной затратой тепла на перегрев паров при высокой влажности воздуха. При 75 % нагрузке увеличение φ на 100 % приводит к росту τ_i на 1,75 %, а при $N_e = 50$ % от номинала – на 0,75 % (фиг. 6) в диапазоне изменения φ от 60 до 100%. Интересно отметить, что абсолютное значение прироста τ_i в интервале изменения φ от 60 до 80 % для нагрузок от полной до половины одинаковое и равно 0,13 м сек (таблица 3), в то время как в интервале $\varphi = 80 - 100$ % прирост τ_i резко убывает при уменьшении нагрузки.

Следствием роста τ_i при увеличении φ является возрастание скорости нарастания давления в цилиндре – некоторое повышение жесткости работы.

Она убывает с уменьшением нагрузки. Как видно из фиг. 7, среднее значение $\frac{dp}{d\alpha}$ возрастает в интервале $\varphi = 60 - 100$ % с 2,83 до 3,06 $\frac{\text{кгс/см}^2}{\text{°п.к.в.}}$ или на 7,66 % при полной нагрузке (подаче топлива) двигателя, а при 50 % нагрузке – на 5,8 %.

Соответственно росту средней скорости нарастания давления при увеличении влажности возрастает и максимальная скорость нарастания давления и тем быстрее, чем выше нагрузка. Эти результаты обработки осциллограмм представлены также на фиг. 8, из которой видно, что при росте φ на 40 % значение $\left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{\text{max}}$ увеличивается на 10 % (полная нагрузка), и значительно меньше – на 5,5 % – при 75 % нагрузке двигателя. Такая картина увеличения скоростей нарастания давления при росте φ и нагрузке двигателя, в особенности $\left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{\text{max}}$ заслуживает пристального внимания с точки зрения увеличения жесткости работы, следовательно, снижение надежности двигателя.

Что касается изменения максимального давления сгорания p_2 (фиг. 6) при повышении влажности воздуха, то, несмотря на прирост τ_i и скоростей нарастания давления в цилиндре, p_2 несколько уменьшается. Это объясняется как "растягиванием" процесса сгорания на линии расширения, так и ухудшением использования тепла. Аналогичный результат был получен и на двигателе 64 I5/I8 [2]. Из графика фиг. 6 видно также, что при $N_e = 100$ % увеличение φ на 40 % приводит к

уменьшению p_2 на 3,4 %, а при 50 % нагрузке - лишь на 1,4 %.

График изменения температуры выхлопных газов t_2 при различных значениях φ приведен на фиг. 6. Вследствие уменьшения веса заряда воздуха при росте φ и невысокого начального значения α на номинальном режиме, а также из-за перенесения части процесса сгорания топлива на линию расширения, t_2 дизеля 24 8,5/II при росте φ несколько увеличивается. При полной нагрузке этот прирост составляет 2,5 °С на 10 % увеличения φ , а при 75 % мощности - 1,3°С на такой же прирост влажности. Таким образом, вместо ожидаемого падения температуры выхлопных газов вследствие дополнительного расхода тепла на перегрев водяных паров, имеет место его незначительное повышение, связанное с особенностями двигателей с разделенной камерой сгорания.

Выполненные исследования позволяют сделать следующее заключение:

1. Влажность воздуха оказывает меньшее влияние на основные параметры вихрекамерного двигателя, чем у дизелей с неразделенной камерой сгорания.

2. Увеличение относительной влажности воздушного заряда от 60 до 80 % оказывает большее влияние на жесткость работы, экономичность и мощность двигателя 24 8,5/II, чем дальнейшее повышение φ от 80 до 100 %.

3. При неизменных параметрах впрыска топлива повышение влажности воздуха несколько смещает процесс сгорания в цилиндре двигателя на линию расширения, что влечет за собой снижение максимального давления цикла p_2 и соответствующее возрастание температуры выхлопных газов t_2 .

Л и т е р а т у р а

1. В. Ю. Г и т т и с. Влияние метеорологических условий на мощность и экономичность двигателей. Труды ЦНИИД, Вып. 32, 1957.

2. М. А. Б р у к, А. А. Р и х т е р. Режимы работы судовых дизелей. "Судпромгиз", Л., 1963.

3. И. В. В о з н и ц к и й. Техническая эксплуатация двигателей промышленных судов. "Пищевая промышленность", М., 1969.

The Influence of Air Humidity On the Principal
Indices of the Diesel Engine

Summary

The paper gives the results of experimental investigation into the influence of increased air humidity on the working process and on the indices of capacity and economy of the vertex-chamber Diesel engine 24 8.5/11.

The influence of the humidity on the dynamics of the combustion process and on the rigidity of the Diesel engine at full and partial load is established.

С о д е р ж а н и е

Стр.

1. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскин д. Влияние количества и марки масла на температуру днища поршня двигателей типа NVD 48 при его замкнутом охлаждении взбалтыванием масла. 3
2. Г.Л. Соскин д, П.Х. Мурель, В.И.Н иконов. О влиянии некоторых конструктивных факторов на подвырыск топлива в двигателе типа Д 50. 13
3. Г.Л. Соскин д, П.Х. Мурель. Влияние регулировочных параметров форсунки с гидромеханическим запирающим иглы на процесс подачи топлива. 21
4. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскин д. О влиянии эксплуатационных факторов на температуру опорного бурта втулки цилиндра двигателей типа NVD 48. 31
5. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскин д, О.Э. М я е к ю л а. Влияние влажности воздуха на основные показатели дизеля 2Ч 8,5/II. 41

Содержание

1. Т.А. Муромец, Т.А. Соколов, В.И. Яковлев
Влияние температуры и влажности воздуха на температурный режим
вентиляционных установок 1

2. Т.А. Соколов, П.Х. Муромец, П.И. Яковлев
Влияние температуры и влажности воздуха на температурный режим
вентиляционных установок 1

3. Т.А. Соколов, П.Х. Муромец, В.И. Яковлев
Влияние температуры и влажности воздуха на температурный режим
вентиляционных установок 1

4. Т.А. Соколов, Т.А. Соколов, В.И. Яковлев
Влияние температуры и влажности воздуха на температурный режим
вентиляционных установок 1

5. Т.А. Соколов, Т.А. Соколов, В.И. Яковлев
Влияние температуры и влажности воздуха на температурный режим
вентиляционных установок 1

Судовые силовые установки
Сборник статей У1

Таллинский политехнический институт
Редактор О.Мяэкула
Технический редактор Г.Гришина
Сборник утвержден коллегией Трудов ТПИ 15/1 1971

Подписано к печати 5/X 1972. Бумага 60x90/16.
Печ. л. 3,5 + 0,25 прилож. Учетно-изд. л. 2,81.
Тираж 350. МВ-07183. Зак. №712. Ротапринт ТПИ,
Таллин, ул. Коскла, 2/9.
Цена 28 коп.

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

Сборник статей

VI

УДК 621.436-242-71

Влияние количества и марки масла на температуру днища поршня двигателей типа NVD 48 при его замкнутом охлаждении взбалтыванием масла. П.Х. Мурель, Г.Л. Зоскинд. Труды Таллинского политехнического института, 1972 № 320, стр. 3-11.

В статье приводятся некоторые данные исследований в судовых условиях влияния марки и количества масла на температуру поршня двигателя типа NVD 48 при его охлаждении взбалтыванием в замкнутом объеме, находящемся под днищем поршня. В результате исследований в течение 2066 часов работы главного двигателя СРТС-9027, при замере температуры поршней в различных точках днища путем установки закаленных стальных индикаторов, с учетом анализа изменения ряда физико-химических показателей масла, установлена высокая эффективность замкнутого охлаждения поршней этих двигателей взбалтыванием масла при заливке его в количестве около 50 % от объема подпоршневой камеры.

Фигур 4, таблиц I, библиографий 3.

УДК 621.436.031

О влиянии некоторых конструктивных факторов на подвпрыск топлива в двигателях типа Д50.

Г.Л.Соскинд, П.Х. Мурель, В.И.Никонов. Труды Таллинского политехнического института, 1972, № 320, стр. 13-20.

В статье приводятся результаты экспериментальных исследований влияния конструктивных факторов на протекание конечной фазы впрыска в топливной системе двигателей типа Д50. Устранение подвпрыска и улучшение протекания конечной фазы впрыска топлива было достигнуто применением форсунки с гидромеханическим запирающим иглы распылителя.

Фигур 4, таблиц 1, библиографий 5.

УДК 621.436.031

Влияние регулировочных параметров форсунки с гидромеханическим запирающим иглы на процесс подачи топлива. Г.Л. Соскинд, П.Х. Мурель.

Труды Таллинского политехнического института, 1972, № 320, стр. 21-30.

В статье дается краткое описание нового способа работы форсунки с гидромеханическим запирающим иглы распылителя. Приведены некоторые результаты экспериментальных исследований влияния регулировочных параметров форсунки с гидромеханическим запирающим иглы на протекание процесса подачи топлива.

Фигур 6, библиографий 3.

УДК 621.432.016.4-222

О влиянии эксплуатационных факторов на температуру опорного бурта втулки цилиндра двигателей типа NVD 48. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскинд. Труды Таллинского политехнического института, 1972, № 320, стр. 31-39.

В статье рассматривается влияние ряда основных эксплуатационных факторов на теплонапряженность втулки двигателя 8 NVD 48, установленного в качестве главного на среднем рефрижераторном рыболовном траулере. Температура втулки замерялась непрерывно, в условиях ходовых испытаний и эксплуатационного лова, в районе опорного бурта, где часто возникают опасные трещины, причем установлено также, что температура втулки весьма умеренная и поэтому не представляет опасности для ее прочности.

Фигур 4, таблиц 4, библиографий 4.

УДК 621.432

Влияние влажности воздуха на основные показатели дизеля 24 8,5/II. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскинд, О.Э.Мяекула. Труды Таллинского политехнического института, 1972, № 320, стр. 41-53.

В статье приводятся некоторые результаты экспериментального исследования влияния влажности на мощность, экономичность и на рабочий процесс судового дизеля 24 8,5/II при работе по нагрузочной характеристике. При этом относительная влажность изменялась в пределах от 60 до 100 %, причем температура заряда оставалась постоянной.

Фигур 7, таблиц 3, библиографий 3.

Цена 28 коп.